

基于键合图建模法的液压系统动态仿真

刘亭利, 胡国清

(厦门大学机电工程系, 福建厦门 361005)

摘要: 介绍了功率键合图的基本概念, 并以自主研发的全自动液压控制冻盘成型机的液压系统为例, 讨论了键合图的建立及状态方程的建立, 并结合 MATLAB 强大的数字仿真功能对液压系统动态响应进行了数字仿真。充分体现了功率键合图在动态系统特征分析中的特点和优势。

关键词: 功率键合图; 状态方程; MATLAB 动态响应; 数字仿真; 建模

中图分类号: TP31; TH 137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881(2008)4-169-5

Hydraulic System Dynamic Simulation Based on Bond Graphs Modelling

LIU Tingli HU Guoqing

(Dept. of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen Fujian 361005, China)

Abstract The fundamental concept of power bond graphs was introduced and taking the hydraulic system of self established automatic hydraulic controlled frozen plate moulding machine as an example, how to establish bond graphs, status equations and digital simulation of dynamic responses in a hydraulic system was discussed combined with MATLAB. It fully embodies the characteristics and advantages of power bond graphs used in dynamic system analysis.

Keywords Power bond graphs; Status equations; MATLAB; Dynamic responses; Digital simulation; Modal establishment

研究液压系统动态特性的方法, 一般用得较多的是传统的是古典控制理论中的传递函数分析法。这种方法只限于线性系统, 非线性系统要先线性化, 对于严重非线性系统就较难实现。同时这种方法主要用于单输入、单输出, 而且初始条件为 0 的情况。液压系统一般存在非线性因素, 用传递函数法对其动态特性进行分析具有一定的局限性。

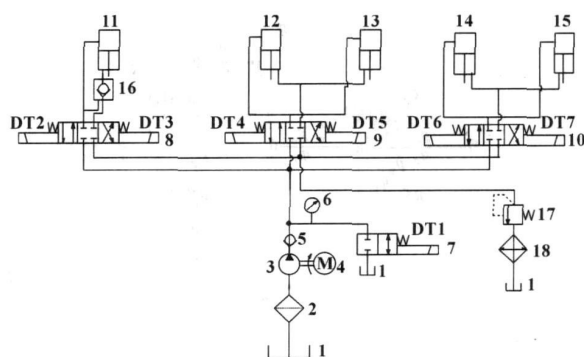
键合图法是实现多能域复杂系统动态分析建模和仿真的重要工具。它是一组由有限符号组成的双信号流图, 用一系列键和简单符号, 就能形象地描述系统中功率流的传输、转化、储存、耗散等情况, 清晰准确地表达系统结构特征和影响因素。在液压系统中影响动态特性的因素主要有: 阻尼型能量损耗—— R 元, 如沿程压力损失; 容性型能量储存—— C 元, 如油缸端腔; 惯性型能量储存—— I 元, 如惯性负载。键合图中的一小段直线表示键, 用键端的半箭头表示功率流向, 用键端的短线表示力和流的因果关系。流变量汇总处构成 0 结点, 里变量汇总处构成 1 结点, 功率转换处用 TF 表示。

MATLAB 是 MATHWORKS 公司于 1982 年推出的一套高性能的数值计算和可视化软件。本文把键合图技术结合 MATLAB 强大的符号运算功能和数值分析功能对液压系统进行建模和仿真。

1 液压系统模型介绍

本文以自主研发的全自动液压控制冻盘成型机的液压系统为例, 分析其动态特性。图 1 为液压系统的

原理图。



1—油箱 2—油滤器 3—液压泵 4—电机 5—单向阀
6—压力表 7—二位二通电磁阀 8、9、10—三位四通
0 型电磁阀 11、12、13、14、15—液压缸 16—液控
单向阀 17—背压阀 18—冷却器

图 1 液压系统原理图

液压系统的工作原理: 初始状态下, 4 个电磁换向阀均不带电。电机带动液压泵转动 6s 后, 系统建立了压力, DT3、DT5 和 DT7 同时得电, 5 个液压缸收回。接近开关 SQ2 接通, DT3 失电; 接近开关 SQ4 和 SQ8 均接通, DT5 失电; 接近开关 SQ6 和 SQ10 均接通, DT7 失电, DT3、DT5 和 DT7 均失电, DT2 得电, 液压缸 11 伸出。接近开关 SQ1 接通, DT2 失电, DT4 得电, 液压缸 12 和 13 伸出。接近开关 SQ3 和 SQ7 均接通, DT4 失电, DT6 得电, 液压缸 14 和 15 伸出。接近开关 SQ5 和 SQ9 均接通, DT6 失电, DT3

收稿日期: 2007-05-21

作者简介: 刘亭利, 女, 硕士研究生。电话: 13515963519, E-mail: litingli819@163.com

得电, 液压缸 11 收回 → 接近开关 SQ2 接通 → DT3 失电, DT7 得电, 液压缸 14 和 15 一起收回 → 接近开关 SQ6 和 SQ 10 均接通 → DT7 失电, DT5 得电, 液压缸 12 和 13 一起收回 → 接近开关 SQ4 和 SQ 8 均接通 → DT5 失电, 一个动作完成。

2 动态仿真的目的

预测液压缸伸出瞬时速度的动态响应, 以及液压缸进油腔压力和回油腔压力在启动瞬时的动态响应。并利用所建立的方程对系统参数进行优化。

3 绘制键合图

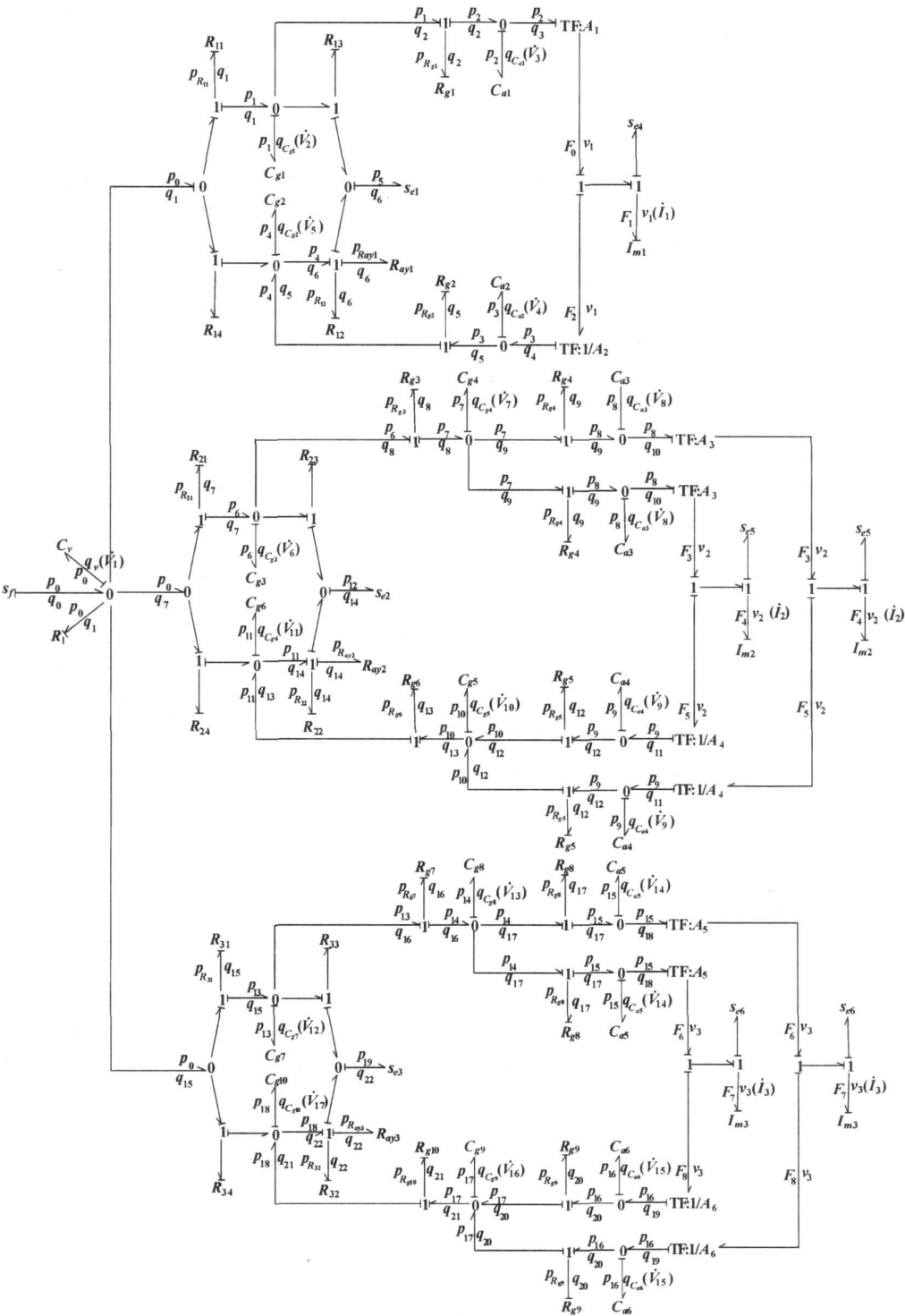


图 2 键合图模型

通过对系统中各个元件的分析得知, 建立一个能反映该系统主要动态特性最简单的数学模型, 在建模时需作一些假设, 忽略一些次要因素。主要有以下几点假设:

(1) 液阻、液容和液感都以等效集中参量来考虑, 管道中油液为层流。

(2) 油缸与油管接口处、液压块与油管接口处的液阻不计, 液压块内油道的液阻、液容忽略, 单向阀液阻忽略。

(3) 主油缸活塞密封性很好, 前后腔之间无泄漏。

(4) 忽略管道连接处的泄漏影响。

(5) 油液的动力粘度随压力和温度的变化而变化, 但考虑到所研究系统压力和温度变化不大, 故将油液的动力粘度视为常值。

(6) 对于泵、缸以及各类液压阀, 因它们的制造精度较高且都具有较好的润滑条件, 故不考虑系统的库仑摩擦力。

(7) 油液的体积弹性模量 K 是一个软参量, 随压力和温度而变, 一般很难确定, 目前没有公认的统一标准, 相比之下, 认为苏联克里鲍奇金提出的观点有较大影响, 即认为当压力 $p \geq 3\text{MPa}$ 时, K 值基本不受压力的影响。同时由于油温对 K 值的影响不是很大, 所以在系统仿真时将 K 作为常值处理。

该系统键合图较大, 将它分解成图 2 形式。图中标号相同的元键表示其各个参数相同, 而且运动状态一样。

4 建立状态方程

根据系统结构模型, 在考虑阻性效应、容性效应和 (或) 惯性效应条件下, 绘制出系统动态数学模型。

该液压系统的动态特性主要是指以溢流阀的调节参数为输入, 以负载力为扰动, 研究它们对液压缸输出速度等的影响。因此选择输入流量、负载力和背压作为系统输入变量。

系统状态方程是一阶微分方程组, 其变量间有导数关系; 而在系统功率键合图中, 只有储能作用元中两个变量间才有导数或积分关系。本系统中有 5 个液压缸, 其中液压缸 12 和液压缸 13 的运动状态及所有参数均一样, 液压缸 15 和液压缸 14 的运动状态及所有参数均一样, 因此我们在此仅分析液压缸 11、液压缸 12 和液压缸 14 在启动瞬时活塞的速度以及有杆腔和无杆腔压力的瞬态响应。

在此设系统的状态变量为 X , 状态变量的导数为:

$$\begin{bmatrix} q_v & q_{ca1} & F_1 & q_{ca2} & q_{g3} & q_{ca3} & F_4 & q_{ca4} & q_{g6} \\ q_{g7} & q_{ca5} & F_7 & q_{ca6} & q_{g10} \end{bmatrix}^T = [\dot{X}_1 \quad \dot{X}_2 \quad \dot{X}_3 \quad \dot{X}_4 \quad \dot{X}_5 \\ \dot{X}_6 \quad \dot{X}_7 \quad \dot{X}_8 \quad \dot{X}_9 \quad \dot{X}_{10} \quad \dot{X}_{11} \quad \dot{X}_{12} \quad \dot{X}_{13} \quad \dot{X}_{14}]^T$$

由图 2 得出状态方程为:

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= \dot{q}_v - \frac{1}{C_l R_l} x_1 - \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{a1}} x_2}{R_{g1} + R_{11}} - \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{a3}} x_6}{R_{g3} + R_{21}} - \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{a5}} x_{11}}{R_{g7} + R_{31}}, \\ \dot{X}_2 &= \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{a1}} x_2}{R_{g1} + R_{11}} - A_1 \frac{1}{I_{m1}} x_3, \\ \dot{X}_3 &= A_1 \frac{1}{C_{a1}} x_2 - A_2 \frac{1}{C_{a2}} x_4 - s_{e1}, \\ \dot{X}_4 &= A_2 \frac{1}{I_{m1}} x_3 - \frac{\frac{1}{C_{a2}} x_4 - s_{e4}}{R_{g2} + R_{12} + R_{a1}}, \\ \dot{X}_5 &= \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{g3}} x_5}{R_{g3} + R_{21}} - 2 \frac{\frac{1}{C_{g3}} x_5 - \frac{1}{C_{a3}} x_6}{R_{g4}}, \\ \dot{X}_6 &= \frac{\frac{1}{C_{g3}} x_5 - \frac{1}{C_{a3}} x_6}{R_{g4}} - A_3 \frac{1}{I_{m2}} x_7, \\ \dot{X}_7 &= A_3 \frac{1}{C_{a3}} x_6 - A_4 \frac{1}{C_{a4}} x_8 - s_{e2}, \\ \dot{X}_8 &= A_4 \frac{1}{I_{m2}} x_7 - \frac{\frac{1}{C_{a4}} x_8 - \frac{1}{C_{g6}} x_9}{R_{g5}}, \\ \dot{X}_9 &= 2 \frac{\frac{1}{C_{a4}} x_8 - \frac{1}{C_{g6}} x_9}{R_{g5}} - \frac{\frac{1}{C_{g6}} x_9 - s_{e5}}{R_{g6} + R_{a2} + R_{22}}, \\ \dot{X}_{10} &= \frac{\frac{1}{C_v} x_1 - \frac{1}{C_{g7}} x_{10}}{R_{g7} + R_{31}} - 2 \frac{\frac{1}{C_{g7}} x_{10} - \frac{1}{C_{a5}} x_{11}}{R_{g8}}, \\ \dot{X}_{11} &= \frac{\frac{1}{C_{g7}} x_{10} - \frac{1}{C_{a5}} x_{11}}{R_{g8}} - A_5 \frac{1}{I_{m3}} x_{12}, \\ \dot{X}_{12} &= A_5 \frac{1}{C_{a5}} x_{11} - A_6 \frac{1}{C_{a6}} x_{13} - s_{e3}, \\ \dot{X}_{13} &= A_6 \frac{1}{I_{m3}} x_{12} - \frac{\frac{1}{C_{a6}} x_{13} - \frac{1}{C_{g10}} x_{14}}{R_{g9}}, \\ \dot{X}_{14} &= 2 \frac{\frac{1}{C_{a6}} x_{13} - \frac{1}{C_{g10}} x_{14}}{R_{g9}} - \frac{\frac{1}{C_{g10}} x_{14} - s_{e6}}{R_{g10} + R_{a3} + R_{32}} \end{aligned}$$

(1) 阻性元

R_l 为油泵内泄漏液阻;

R_{a1} 、 R_{a2} 、 R_{a3} 为背压阀阻尼孔的液阻;

R_{11} 、 R_{12} 、 R_{13} 、 R_{14} 为图 1 中换向阀 8 阀口液阻;

R_{21} 、 R_{22} 、 R_{23} 、 R_{24} 为图 1 中换向阀 9 阀口液阻;

R_{31} 、 R_{32} 、 R_{33} 、 R_{34} 为图 1 中换向阀 10 阀口液阻;

R_{g1} 、 R_{g2} 为图 1 中集成阀与液压缸 11 之间软管的

液阻。

R_{g3} 、 R_{g4} 、 R_{g5} 、 R_{g6} 为图 1 中集成阀与液压缸 12 (或 13) 之间软管的液阻;

R_{g7} 、 R_{g8} 、 R_{g9} 、 R_{g10} 为图 1 中集成阀与液压缸 14 (或 15) 之间细长管的液阻。

(2) 容性元

C_e 为油泵液容;

C_{a1} 为图 1 中液压缸 11 无杆腔的液容与软管 g_1 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔的液容之和;

C_{a2} 为图 1 中液压缸 11 有杆腔的液容与软管 g_2 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔的液容之和;

C_{a3} 为图 1 液压缸 12 (或 13) 无杆腔的液容与软管 g_4 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔液容之和;

C_{a4} 为图 1 液压缸 12 (或 13) 有杆腔的液容与软管 g_5 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔液容之和;

C_{a5} 为图 1 液压缸 14 (或 15) 无杆腔的液容与软管 g_8 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔液容之和;

C_{a6} 为图 1 液压缸 14 (或 15) 有杆腔的液容与软管 g_9 集中到液压缸 12 (或 13) 无杆腔液容之和;

C_{g3} 、 C_{g6} 为图 1 中集成阀与液压缸 12 (或 13) 之间软管 g_3 g_6 的液容;

C_{g7} 、 C_{g10} 为图 1 中集成阀与液压缸 14 (或 15) 之间软管 g_7 g_{10} 的液容。

(3) 惯性元

I_{m1} 为液压缸 11 的惯性元;

I_{m2} 为液压缸 12 (或 13) 的惯性元;

I_{m3} 为液压缸 14 (或 15) 的惯性元。

(4) 源键元

s_f 为油泵转速恒定, 作为流源;

s_{e4} 、 s_{e5} 、 s_{e6} 为系统背压;

s_{e1} 、 s_{e2} 、 s_{e3} 为负载力及动力头重量作为力源。

5 计算机仿真

由于状态方程为刚性方程组, 在此使用 ODE15S 法求解, 求解程序为 BASIC 语言自编, 在 MATLAB 环境下完成。

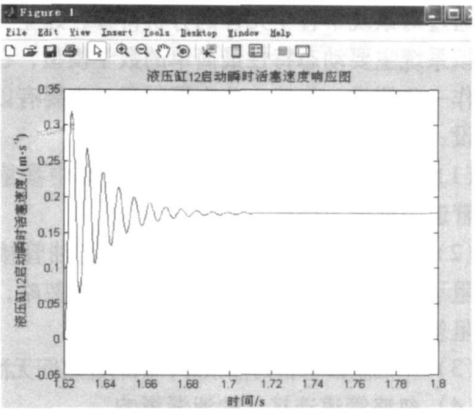


图 4 液压缸 12 (或 13) 启动瞬时活塞速度响应图

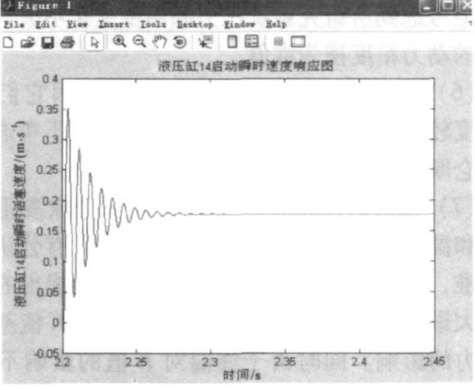


图 5 液压缸 14 (或 15) 启动瞬时活塞速度响应图

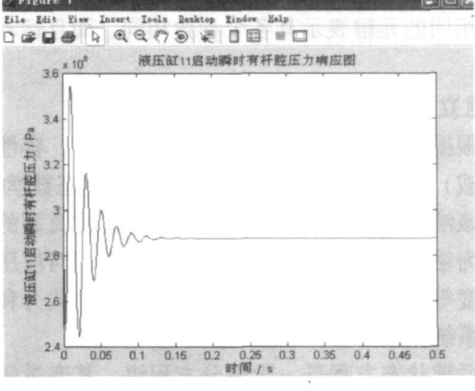


图 6 液压缸 11 启动瞬时无杆腔压力响应图

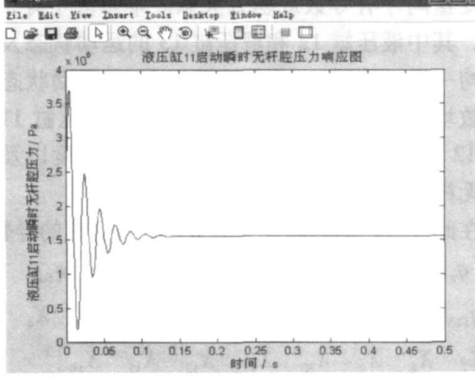


图 7 液压缸 11 启动瞬时有杆腔压力响应图

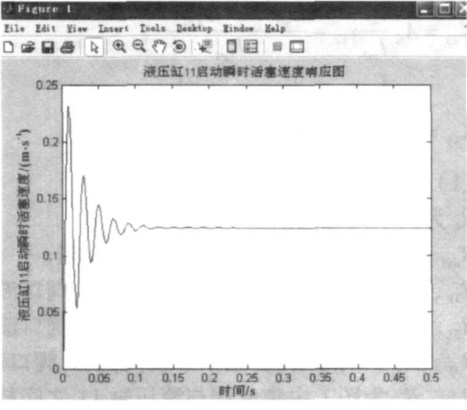


图 3 液压缸 11 启动瞬时活塞速度响应图

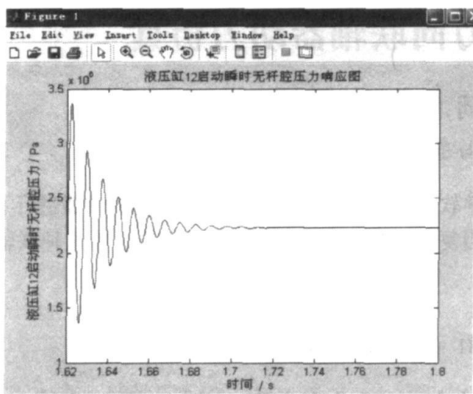


图 8 液压缸 12 (或 13) 启动瞬时无杆腔压力响应图

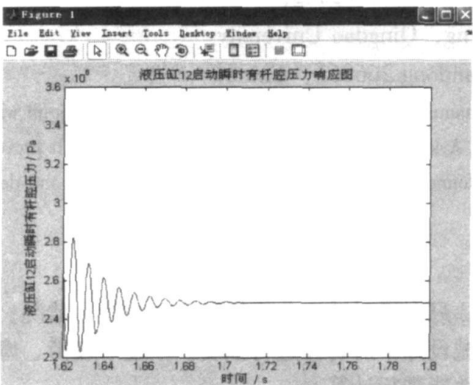


图 9 液压缸 12 (或 13) 启动瞬时有杆腔压力响应图

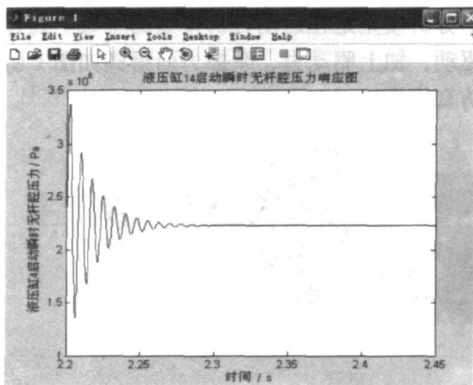


图 10 液压缸 14 (或 15) 启动瞬时无杆腔压力响应图

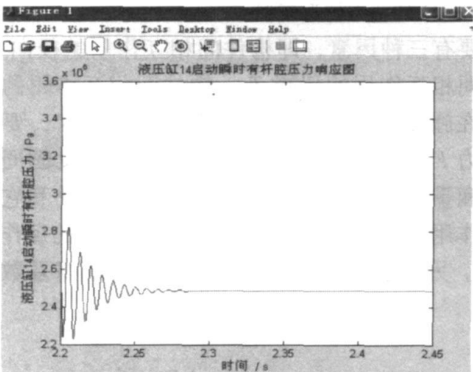


图 11 液压缸 14 (或 15) 启动瞬时有杆腔压力响应图

由上述仿真结果图 3—11 可以看出, 当换向阀 8 的 DT2—通电 (给予阶跃信号), 液压缸 11 的活塞速度迅速升高, 经过约 0.13s 的衰减振荡后渐趋稳定; 液压缸 11 的无杆腔压力由初始状态先迅速升高, 然后迅速降低, 再经过约 0.13s 的衰减振荡后渐趋稳定; 液压缸 11 的有杆腔的压力由初始状态先迅速降低 (背压阀开启, 使压力迅速降低到背压设定值), 然后迅速升高, 再经过约 0.13s 的衰减振荡后渐趋稳定。当液压缸 11 活塞运动到预设定位置时, 即 1.62s 时, DT2 断电, 同时 DT4 通电 (给予阶跃信号), 液压缸 12 (或 13) 的活塞速度在 1.62s 之前一直为 0, 1.62s 时有负值出现, 是由于背压引起的, 然后很快达到峰值, 经过约 0.09s 的衰减振荡后渐趋稳定; 液压缸 12 (或 13) 的无杆腔压力由 1.62s 之前的初始状态迅速升高, 经过约 0.09s 的衰减振荡后渐趋稳定; 液压缸 12 (或 13) 的有杆腔的压力由 1.62s 之前的初始状态先迅速降低 (背压阀开启, 使压力迅速降低到背压设定值), 然后迅速升高, 再经过约 0.09s 的衰减振荡后渐趋稳定。液压缸 14 (或 15) 的活塞速度、无杆腔压力和有杆腔的压力的瞬时响应情况与液压缸 12 (或 13) 的活塞速度、无杆腔压力和有杆腔的压力的瞬时响应情况相似。因为它们的运动状态与所对应的参数都一一相同。

6 结论

(1) 液压系统的压力超调量较大, 稳态误差也较大; 压力、活塞速度都围绕其稳态值做逐渐衰减的波动。

(2) 高压、大流量状态下, 系统压力、速度响应较快。

(3) 系统管道的直径与长度及材料对系统压力与速度的响应均有影响。选用不同的参数对系统进行数字仿真, 可以得到它们分别对系统瞬态响应的影响。例如, 管道的液容值较大时, 则超调量将减小, 但过渡过程时间将增大; 管道液阻增大时, 过渡时间将减小等。

(4) 系统背压对系统的响应有影响。

(5) 利用键合图建模既直观又方便。

参考文献

- [1] 傅磊, 屈福政. 混凝土泵车液压系统仿真研究 [J]. 大连: 大连理工大学学报, 2000.
- [2] 潘亚东. 键合图概论——一种系统动力学方法 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1990. 1.
- [3] 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2000.
- [4] 张亚辉. 液压系统的键合图建模法 [J]. 湘潭大学自然科学学报, 2000.
- [5] 王家文, 王皓, 刘海. MATLAB 7.0 编程基础 [M]. 机械工业出版社, 2005.